

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДВУХФАЗНОЙ СРЕДЕ В ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВОВПРЫСКИВАЮЩЕЙ СИСТЕМЕ

Эффективность рабочего процесса дизельного двигателя во многом определяется качеством процесса смесеобразования, что, в свою очередь, обусловливается надлежащей организацией движения газовой среды в цилиндре и обеспечением необходимых характеристик впрыска топлива. В связи с этим, к характеристике впрыска топлива предъявляются достаточно жесткие, а иногда и противоречивые требования. Одним из наиболее сложных явлений, оказывающих существенное влияние на характеристики впрыска является разрыв сплошности жидкого топлива с образованием двухфазной газожидкостной среды. Почти все режимы работы этих систем сопровождаются образованием двухфазной газожидкостной среды, которая возникает в результате снижения локального давления среды ниже атмосферного давления при объемной разгрузке линии высокого давления в конце впрыска. Двухфазная среда существует в течение достаточно продолжительного периода рабочего цикла во всех полостях и в трубопроводе системы и оказывает существенное влияние на характер протекания гидродинамических процессов. Без всестороннего изучения особенностей процессов возникновения и развития двухфазной среды и ее влияния на протекание волновых процессов в линии высокого давления невозможно эффективное управление этими процессами. Приоритетным для исследования гидродинамических процессов в двухфазной среде следует считать применение методов математического моделирования, т.к. применение этих методов, в отличие от экспериментальных, позволяет фиксировать не только внешние результаты исследуемых процессов, но и проследивать причинно-следственные связи между наблюдаемыми явлениями. Вместе с тем, несмотря на разработку многочисленных методик математического моделирования гидродинамических процессов в этих системах, вопросам моделирования волновых процессов в двухфазной среде с учетом особенностей этой среды посвящены считанные работы, которые не учитывают всю сложность этих процессов. Так, например, в работе [1] при разрывах сплошности жидкости предполагается образование пустот, давление в которых принимается равным нулю. Часто двухфазная среда рассматривается как “среда, лишенная собственного давления”. Имеются методики расчета, в которых при разрывах сплошности расчет ведется с переходом давлений в отрицательную область и с отрицательными давлениями оперируются как с реально существующими. Известна методика моделирования, в

которой скорости процессов выделения растворившегося в жидком топливе воздуха и его обратного растворения предполагаются бесконечно большими, а давление в образовавшихся кавернах считается равным равновесному давлению выделившегося воздуха, которое определяется из известного закона Генри.

Вместе с тем, экспериментальными исследованиями [1] доказано, что при небольшом понижении давления в жидкости ниже давления насыщения – атмосферного давления из жидкости выделяется газовая фаза, которая может сохраняться до достаточно высоких давлений, т.е. процессы выделения и растворения газовой фазы не являются мгновенными. Кроме того, двухфазная среда в системах впрыска имеет пузырьковую дисперсную структуру. Следовательно, без учета этих явлений невозможно моделирование волновых процессов в трубопроводе высокого давления, а значит и во всей системе впрыска с достаточной для практических целей точностью.

Задачами настоящей работы являлись математическое моделирование волновых процессов в линии высокого давления дизельной топливовпрыскивающей системы с возможно более полным учетом характеристик двухфазной среды и численное исследование особенностей волновых процессов в двухфазной среде.

С учетом отмеченных недостатков существующих методик, в АзТУ разработана методика моделирования гидродинамических процессов в двухфазной газожидкостной среде в дизельных системах впрыска. При составлении математической модели принята физическая модель образования и развития двухфазной газожидкостной дисперсной среды с пузырьковой структурой согласно гипотезе Гарвея, которая предполагает образование начальных воздушных пузырьков в микрошероховатостях стенок. С дальнейшим ростом пузырьков и достижением ими отрывных размеров, они отрываются от стенок и поступают в поток. Следовательно, необходимо отдельно учитывать процессы взаимодействия между газовой фазой в пузырьках на поверхности стенок и жидкой фазой, а также между пузырьками в потоке и жидкой фазой. Процесс взаимодействия между фазами состоит из процессов тепло- и массообмена между газовой и жидкой фазами. Учитывая, что в высококипящих жидкостях, к которым относится и дизельное топливо, давление в газовых пузырьках определяется, в основном, не давлением насыщенных

паров топлива, а давлением выделившегося воздуха, процессами испарения-конденсации топлива можно пренебречь.

С учетом вышеизложенных, полная система уравнений одномерного неустановившегося двухфазного газожидкостного сплошного потока с пузырьковой структурой имеет вид:

$$\frac{\partial \bar{\rho}_{ж}}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_{ж} w)}{\partial x} = -I; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_g}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_g w)}{\partial x} = I_n + I_{omp}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho}_n w)}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_n w^2 + p)}{\partial x} = -\frac{\lambda_T}{2d_r} \bar{\rho}_n w^2; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_{g,cm}}{\partial \tau} = I_{cm} - I_{omp}. \quad (4)$$

Уравнение (1) и (2) являются уравнениями сплошности, соответственно, для жидкой и газовой фаз в потоке, а уравнение (3) – уравнением количества движения двухфазного потока. Уравнение (4) является уравнением массового баланса газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок трубопровода.

В уравнениях (1)–(4): τ – время; x – координата по длине трубопровода; p – давление среды; w – скорость двухфазного потока; $\bar{\rho}_n$ – плотность двухфазной среды, участвующей в потоке ($\bar{\rho}_n = \bar{\rho}_{ж} + \bar{\rho}_g$, где $\bar{\rho}_{ж}$ и $\bar{\rho}_g$ – парциальные плотности жидкой и газовой фаз в потоке); λ_T , d_r – коэффициент гидравлического сопротивления и внутренний диаметр трубопровода, соответственно.

Плотность двухфазной среды на отрезке dx , учитывая газовую фазу, как в потоке, так и на поверхности стенок определяется очевидным выражением:

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}_g + \bar{\rho}_{g,cm} + \bar{\rho}_{ж}. \quad (5)$$

В уравнениях (1)–(5): $\bar{\rho}_{g,cm}$ – парциальная плотность газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок трубопровода; I_n , I_{cm} – скорости массообмена между жидкостью и газовыми фазами, находящимися, соответственно, в потоке и на стенках трубопровода, отнесенные к единице объема, $кг/(с \cdot м^3)$, ($I = I_n + I_{cm}$); I_{omp} – скорость поступления газовой фазы в поток за счет отрыва пузырьков от стенок.

Кроме того, для определения давления в двухфазной среде уравнения (1)–(5) дополняются известным выражением:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = c^2 \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau}, \quad (6)$$

где c – скорость звука в среде.

Система уравнений (1)–(6) замыкается уравнениями состояния жидкой и газовой фаз. В качестве уравнения состояния жидкой фазы используется зависимость $\rho_{ж} = f(p)$ в виде полинома, аппроксими-

рующая экспериментальные данные, а уравнения состояния выделившегося воздуха – уравнение состояния идеального газа $p = \rho_g R_B T$ (где R_B – газовая постоянная воздуха; $\rho_{ж}$, ρ_g – абсолютные плотности жидкой и газовой фаз, соответственно).

Для определения скоростей массообмена между фазами реальная полидисперсная среда заменяется монодисперсной, т.е. в пределах рассматриваемого небольшого участка потока двухфазная среда с разными диаметрами газовых пузырьков заменяется эквивалентной ей средой с пузырьками одинакового размера, причем, на рассматриваемом участке размеры пузырьков в потоке и на поверхности стенок трубопровода различны. Скорости массообмена между фазами определяются по выражениям, приведенным в работе [2].

Температура жидкой фазы в двухфазной среде предполагается постоянной, т.е. теплоемкость жидкой фазы по сравнению с теплоемкостью газовой фазы является бесконечно большой, а для определения температуры газовой фазы в пузырьках составлено уравнение баланса энергии газа в единичном пузырьке [3]. Учитывается теплообмен между фазами. Давление в двухфазной среде определяется совместным решением методом итераций уравнения баланса энергии в единичном пузырьке, уравнений состояния фаз и соотношений, связывающих парциальные плотности фаз [3].

Следует отметить, что при полном растворении газовой фазы уравнения неустановившегося двухфазного потока (1)–(5) превращаются в систему уравнений однофазной жидкой среды.

Для определения скорости звука использована формула, полученная в работе [2], которая наиболее полно учитывает физические явления, происходящие при распространении звука в двухфазной газожидкостной дисперсной среде с пузырьковой структурой в трубопроводе.

Кроме уравнений неустановившегося потока в трубопроводе составлены уравнения граничных условий, описывающие нестационарные процессы в полостях топливного насоса высокого давления и форсунки. Они представляют собой уравнения массового баланса отдельно жидкой и газовой фаз, составленные для каждой из граничных полостей.

Наличие двухфазной среды предъявляет определенные требования и к методу решения уравнений двухфазного потока. Численные методы их решения не должны предъявлять жестких требований к непрерывности как самих функций, входящих в них, так и их производных. Этим требованиям отвечает метод конечных разностей С.К. Годунова – метод “распада произвольного разрыва” [4], который и был применен для решения уравнений потока. Расчеты проведены для системы впрыска топлива автомобильного дизеля ЯМЗ-236 с насосом высокого давления секционного типа и с золотниковым дозированием.

нием топлива. Длина трубопровода после установки датчиков давления составила 0,665 м.

Адекватность математической модели проверялась сопоставлением расчетных и экспериментальных осциллограмм давления среды на входе и выходе трубопровода высокого давления, а также кривых перемещения игольчатого клапана форсунки и цикловых доз впрыскиваемого топлива для многочисленных режимов работы системы, которое показало высокую адекватность модели. Сравнение для одного из режимов работы системы приведено на рис. 1.

Важным условием адекватности модели является корректное моделирование процесса распро-

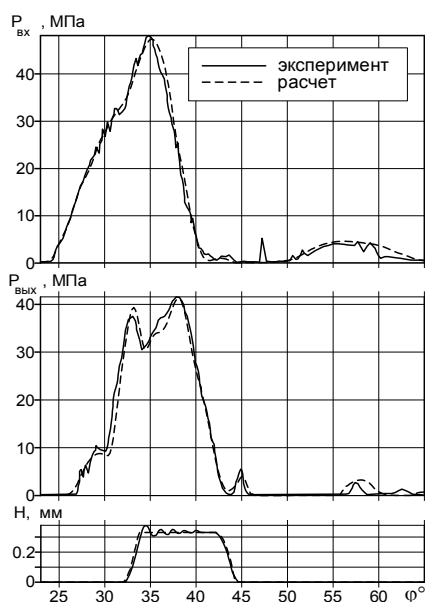


Рис. 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых давления топлива на входе ($P_{вх}$), выходе ($P_{вых}$) трубопровода и перемещения клапана форсунки (H) в зависимости от угла поворота (ϕ) вала насоса. Частота вращения вала $n=1100 \text{ мин}^{-1}$. Цикловая доза топлива: эксперимент - 107 мм^3 , расчет - $108,6 \text{ мм}^3$

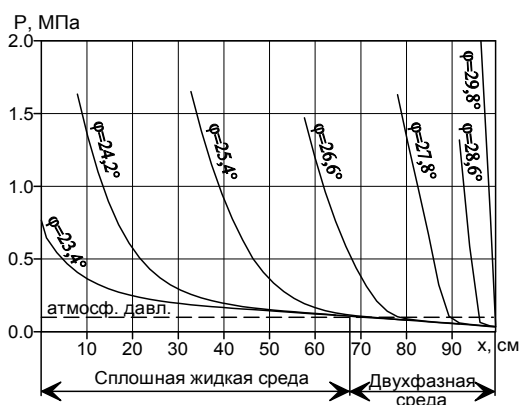


Рис. 2. Распространение фронта давления по среде в трубопроводе:
 x – координата по длине трубопровода;
 ϕ – угол поворота вала топливного насоса

странения фронта давления по двухфазной среде. Для более яркого выражения этого процесса расчеты проведены при удлиненной длине нагнетательного трубопровода, равной 0,995 м. На рис.2 приведены расчетные кривые распределения давления по длине трубопровода в различные моменты – при различных углах поворота вала насоса.

Как видно из рис.2, при угле поворота вала насоса $23,4^\circ$ до пространственной координаты 68 см по длине трубопровода восстановлена однофазная жидкая среда, а дальше существует двухфазная среда. По мере продвижения фронт волны становится все круче, а после достижения зоны расположения двухфазной среды ($27,8^\circ$) крутизна переднего фронта резко увеличивается и становится почти вертикальным, что, можно сказать, соответствует ударной волне. Следовательно, можно утверждать, что разработанная математическая модель, достаточно четко выделяет распространяющуюся по двухфазной среде волну давления и ее превращение в ударную волну.

После завершения основного периода впрыска топлива и закрытия нагнетательного клапана насоса и клапана форсунки столб жидкой или газожидкостной среды в трубопроводе высокого давления совершает свободное колебательное движение. В некоторых случаях это колебательное движение может привести к дополнительным, неуправляемым впрыскам топлива – подвпрыскам, что недопустимо. Поэтому необходимо исследование особенностей и характера этого колебательного движения. Характер колебаний в системе высокого давления наиболее наглядно можно представить на пространственно-временной диаграмме распространения волн по трубопроводу. На рис.3 представлена пространственно-временная диаграмма распространения волн давления, а на рис. 4 – волн скоростей. На диаграмме волн давлений наблюдаются небольшие, уменьшающиеся

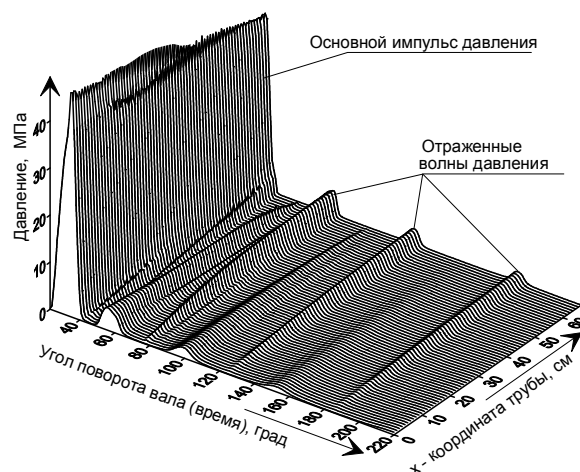


Рис. 3. Пространственно-временная диаграмма распространения волн давления по трубопроводу для режима работы на рис.1

со временем периодические пики давления при максимумах, а при минимумах – прямолинейные участки. Это характерно для двухфазной среды, так как даже при очень глубоких разрежениях, давление в трубопроводе, за счет быстрого выделения из жидкости воздуха, обычно, не падает ниже $0,04 \div 0,05$ МПа. Растворение же воздуха происходит медленнее и поэтому, при поступлении массы среды давление поднимается значительно.

Несмотря на отсутствие существенных колебаний давления в двухфазной среде в конце оборота вала насоса, кривые скоростей потока имеют значительные колебания (рис.4), что свидетельствует о колебательном движении массы двухфазной среды в целом до начала следующего цикла впрыска. Многие исследователи, основываясь на отсутствии видимых колебаний давления на экспериментальных осциллограммах перед началом очередного цикла впрыска, утверждают, что до начала следующего впрыска колебательное движение среды в трубопроводе затухает. Представленные же результаты расчетных исследований убедительно доказывают обратное – существуют колебания скоростей потока, хотя и ощутимые колебания давления отсутствуют.

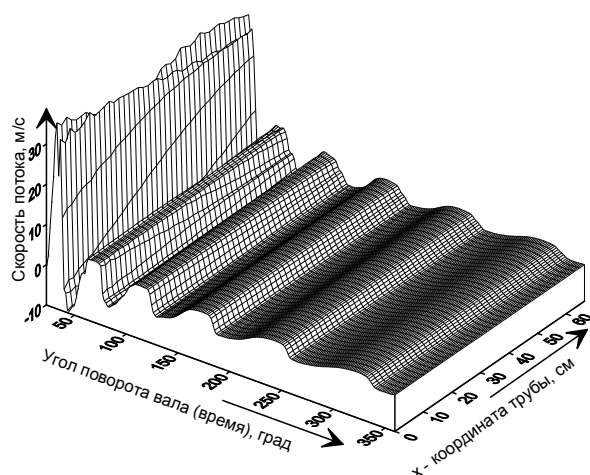


Рис. 4. Пространственно-временная диаграмма распространения волн скоростей по трубопроводу для режима работы на рис. 1

Привлекает внимание форма кривых колебаний скоростей потока (рис.4) – вершины и впадины кривых колебаний плоские, а не округлые, как при отсутствии двухфазной среды. Это может объясняться тем, что при колебаниях двухфазной среды перемещение массы среды в течение продолжительного времени, сопоставимого с периодом колебаний, не приводит к большому повышению давления на одном конце трубопровода, и тем более, к заметному его снижению на другом конце. Другими словами, в результате колебаний перепад давлений между концами трубопровода долго не изменяется или изменя-

ется незначительно и, соответственно, скорость в течение этого времени остается почти постоянной.

Колебания столба среды, заполняющей трубопровод, являются продольными колебаниями. Вместе с тем, как видно из рис.3 и 4, характеры колебаний давления и скорости значительно отличаются. Колебания давлений во входном и выходном сечениях трубопровода происходят в противофазе. Колебания же скоростей потока по всей длине трубопровода происходят почти синфазно, с очень незначительным смещением фаз. Небольшое смещение фаз происходит в результате заметной сжимаемости двухфазной среды.

Для исследования волновой ситуации при отсутствии двухфазной газожидкостной среды в трубопроводе были проведены расчеты для системы с насосом, в котором установлен нагнетательный клапан без разгружающего пояска и исключена объем-

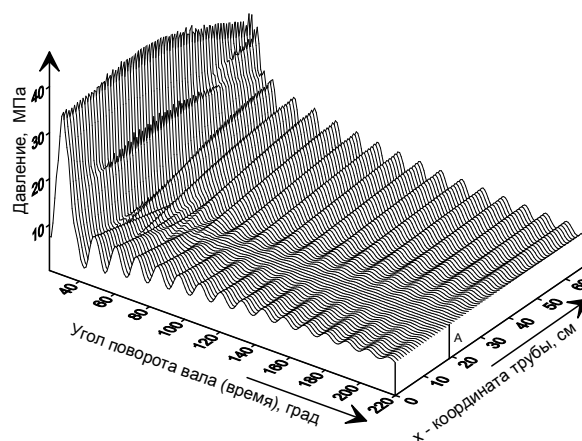


Рис. 5. Пространственно-временная диаграмма распространения волн давления при отсутствии двухфазной среды в трубопроводе на режиме работы на рис. 6

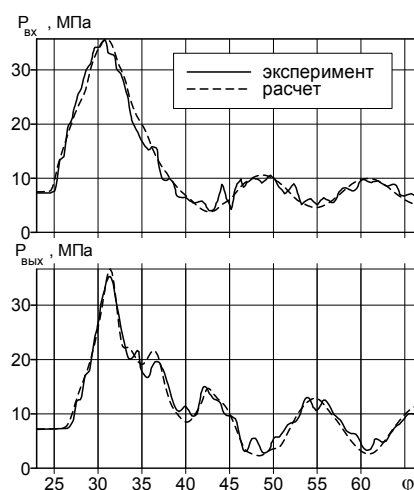


Рис. 6. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых давления топлива при отсутствии двухфазной среды на режиме $n=1000 \text{ мин}^{-1}$. Цикловая доза топлива: эксперимент – 80 мм^3 , расчет – $81,2 \text{ мм}^3$

ная разгрузка линии высокого давления. На рис. 5 представлена пространственно-временная диаграмма распространения волн давления для такой системы, а на рис. 6 приводится сопоставление расчетных и экспериментальных осциллограмм для этой системы, хорошее совпадение которых позволяет распространить заключения, сделанные на основе расчетных диаграмм к работе реальной системы.

При исключении возможности образования двухфазной среды в линии высокого давления волновые процессы в трубопроводе интенсифицируются и становятся более заметными некоторые его особенности. Например, из рис.5 лучше видно, что колебания давления во входном и выходном сечениях трубопровода происходят в противофазе и являются гармоническими затухающими колебаниями. Кроме того, после упорядочения свободных колебаний жидкости в трубопроводе имеется сечение, в котором давление среды по времени не изменяется, хотя давления в концах трубопровода сильно колеблются (сечение "А" на рис. 5). Это означает, что в трубопроводе имеется элементарный участок, на котором при свободных колебаниях среды в течение любого промежутка времени масса среды не изменяется. Этот элементарный участок или сечение можно назвать центром равновесия колебаний. Было установлено, что место расположения этого сечения зависит от соотношения объемов полостей, подключенных к началу и концу трубопровода, в данном случае от соотношения объемов надклапанной полости насоса и полости форсунки. Но простой математической зависимости от этого отношения не было выявлено. Кроме того, амплитуды колебаний во входном и выходном сечениях трубопровода также зависят от соотношения этих объемов – в начальном сечении с большим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний меньше, а в конечном сечении

трубопровода с меньшим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний больше, что подтверждается также и экспериментально (рис.6).

Выводы.

Разработанная методика математического моделирования волновых процессов в линии высокого давления дизельной системы впрыска имеет высокую адекватность, которая позволяет применить ее для решения практических задач. Методика адекватно моделирует процессы распространения волны давления с превращением ее в ударную волну и колебательные процессы в двухфазной среде. Проведенные численные исследования волновых процессов как при наличии, так и при отсутствии двухфазной среды в линии высокого давления позволили выявить некоторые особенности этих процессов, имеющие как теоретическое, так и прикладное значение.

Список литературы:

1. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. *Топливные системы и экономичность дизелей* –М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. *Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок*. –М.: Машиностроение, 1982. 128 с.
3. Керимов З.Х. *Особенности математического моделирования двухфазной среды с релаксацией в дизельных топливовпрыскивающих системах*// *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Международной научно-практической конференции*. –Владимир, Россия, 2003. С.257-260.
4. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. *Численное решение многомерных задач газовой динамики*. –М.: Наука, 1976. 400 с.

УДК 621.436.03

**Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, А.Б. Богаевский, канд. техн. наук,
П.Я. Перерва, канд. техн. наук**

ВЫБОР ЗАКОНА ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ 588ДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ-01

Одним из наиболее эффективных и простых средств воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливоподачи. Работы в этом направлении, помимо улучшения экономических и экологических показателей транспортных дизелей, позволяют также улучшить динамические и пусковые качества двигателя, увеличить ресурс его работы, обеспечить адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации [1, 2].

Наиболее сложной задачей, которую необходимо решить при разработке микроконтроллерных сис-

тем управления топливоподачей, является определение оптимальных законов управления, которые будут реализованы в составе программно-алгоритмического обеспечения.

В качестве характеристики, которая определяет максимально допустимую подачу топлива при определенной частоте вращения коленчатого вала дизеля, выбран закон изменения коэффициента избытка воздуха.

В качестве объекта выбран силовой агрегат дизель-поезда ДЭЛ – 01 типа 588ДА с двухтактным 6-